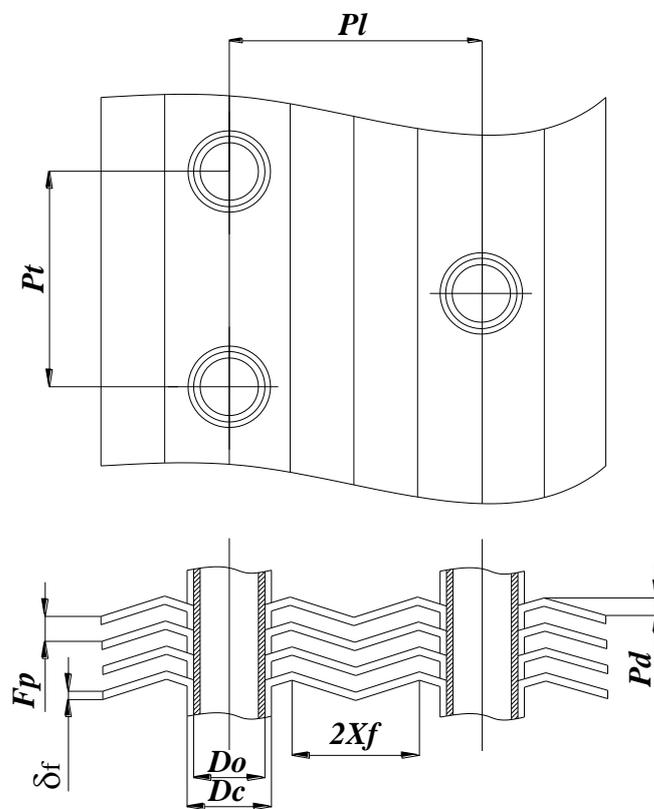


大管徑波浪型鰭管式熱交換器空氣側性能研究（第 1 年）

期中報告

本研究目的為管徑大小之討論，大型波浪型鰭管式熱交換器具有較大的管徑（ $D_c=16.58\text{mm}$ ）與管排數為 1 到 16。結果發現，管排的效果與熱傳性能有相當顯著的結果，當熱傳性能退化與管排的增加。熱傳性能下降特別明顯在低雷諾數的區域。其中 85% 以上，熱傳性能下降認為是 $F_p \sim 1.7$ 毫米，增加排數從 1 到 16。影響排管數的可能性為摩擦性能，摩擦係數是將會遇到的問題。鰭片間距的效果比較小禁區表現，在 $N=1$ 或 $N=2$ 。但是，值得注意的熱傳性能下降是當管排的數量增加，而且通常較高的熱傳和摩擦性能也將會有較大的鰭片間距。



- $P_d = \text{Waffle height}$
- $F_p = \text{Fin pitch}$
- $X_f = \text{Projected fin pattern length}$
- $\delta_f = \text{Fin thickness}$

圖一. 幾何尺寸說明示意圖

鰭管式熱交換器廣泛採用在各種工業上的應用。主要原因包含相當緊密，重量輕，另外特點是製造成本相對較低。一般情況下，主要阻力來源通常是在管境內部，因此鰭面的開發是增強表面且很普遍，也能有效地提高了整體的熱傳性能。

在增加鰭片模式，波紋鰭片的表面，如圖 1 所示是目前最流行的表面，因為它可以延長熱交換器內的氣流，導致有更好的混合氣流。

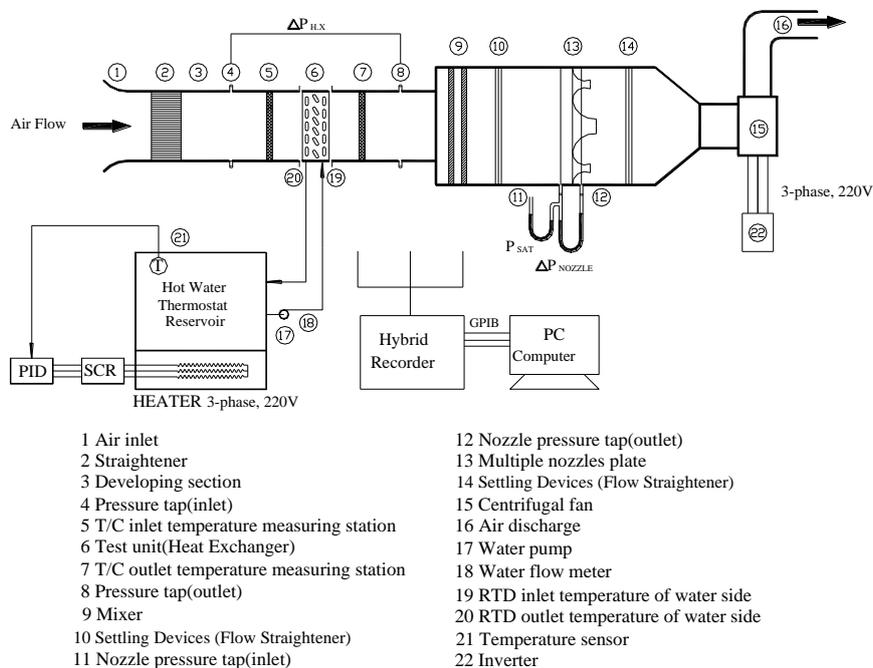
在 Beecher and Fagan [19]對波浪型鰭管式熱交換器的研究，是利用兩片銅板模擬鰭片通道的方式，並未對實際使用的熱交換器進行實驗。實驗中的鰭片是利用電來加熱，使得鰭片的溫度維持在一固定溫度，測試的熱電偶 (thermocouple) 直接鑲入鰭片來量測表面溫度，如此可使鰭片效率為 100%。然而在實際使用上，是不可能發生此理想狀況的。同時，Beecher and Fagan [19]資料中並沒有提到管排效應，全都是模擬三排交錯式 (Staggered) 管排的熱交換器，對於對齊式 (Inline) 管排熱交換器則沒有討論。Webb [20]於 1990 年根據 Beecher and Fagan [19]的實驗數據，利用多重線性迴法 (multiple regression technique) 找出經驗公式。由此式所得的預估值有 96% 與 Beecher and Fagan [19]的實驗值誤差在 $\pm 10\%$ 以內，預估值有 88% 與實驗值誤差在 $\pm 5\%$ 以內。王啟川等人所研發的波浪行鰭片模式，是目前市場上皆有相關的樣品。相關等作者對於鰭片間距，管排數，波浪的幾何尺寸及邊緣起皺進行了系統研究。王啟川等人，後來也陸續開發出一種廣義相關的數據庫。研究中提出了相關的平均偏差為 6.98%，熱傳性能和平均偏差為 8.82% 摩擦係數。然而，前述數據和相關性，主要是根據 $P_t=25.4\text{mm}$ 和 $P_l=19.05\text{mm}$ 與管的尺寸約為 10mm。但是要注意的是，這種配置通常用於小型空調系統。對於商業應用，大直徑約 16mm，這種普遍使用在呼吸機和風機盤管機組。很少用於此數據類型的配置。在這方面，它是客觀的這項研究，以提供空氣中的表現對於流行散熱鰭片，並討論了影響鰭片間距和管排的相關性能。

表一 測試件尺寸.

No.	F_p (mm)	N , Row	Tubes	Width (mm)	Height (mm)	Depth (mm)
1	3.19	1	10	600	381	33
2	1.82	1	10	600	381	33
3	3.55	2	10	600	381	66
4	1.76	2	10	600	381	66
5	3.37	4	10	600	381	132
6	1.91	4	10	600	381	132
7	3.75	8	10	600	381	264
8	1.73	8	10	600	381	264
9	3.61	12	10	600	381	396
10	1.79	12	10	600	381	396
11	3.57	16	10	600	381	528
12	1.64	16	10	600	381	528

由表 1，樣品的波浪鰭片配置 ($\delta_f = 0.12 \text{ mm}$, $D_c = 16.59 \text{ mm}$, $X_f = 8.25 \text{ mm}$, $P_d = 2.2 \text{ mm}$, $P_l = 38.1 \text{ mm}$, $P_l = 33 \text{ mm}$)，鰭片的間距不等 $1.64 \sim 3.75 \text{ mm}$ ，管排數從 1 到 16，如表 1。從圖 1 可以看出幾何參數的定義。Seshimo and Fujii 在 1981 年探討平板型鰭管式熱交換器於低雷諾數下的性能研究。在 1997 年，Wang et al. [21] and Chang et al. [22] 以台灣常見的波浪型鰭管式熱交換器規格，將實驗擴大到對波浪型鰭管式熱交換器的熱傳及壓降特性做研究。其結果證明管排數的多寡對熱傳性能的影響很大，對壓降影響較小。另外 Seshimo and Fujii and Wang and Chi 相同。目前的測試是在一個開放的風洞，如圖 2。周圍的空氣流動，空氣的流速預期由一 5.5 kW (7.5 馬力) 的離心扇和變頻器來控制。熱交換器入口的空氣直接由環境中導入，再經一整流裝置使氣流平穩均勻，因此空氣的入口條件受到環境的因素控制。測試段的截面積預計為 $600 \text{ mm} \times 400 \text{ mm}$ (滿足 ARI-410 標準之需求)，在測試件前後則以網格的方式 (mesh)，在網格點上以熱電偶 (T-Type) 量取試件進出口空氣的溫度。入口端的網格數為八個，出口端則共有十二個。使用的熱電偶將事先用精確度 0.01°C 的石英溫度計 (HP 2804A) 校正過。空氣通過熱交換器的壓降，則用一精密的壓差轉換器來量取，其精確度可達 0.5 Pa 。風量量測用的是依據 ASHRAE [26] 標準所建立的出風式多噴嘴風道設備。

熱水循環系統提供管內側的熱水，入口溫度係由一加熱能力為 60 kW 的恆溫槽來調控。進口水溫之量測元件為兩支預校過的 RTD (Pt-100 Ω)，其精準度可在 0.1°C 內。而水量的量測，使用之量測元件為一解析度 0.002 L/s 的電磁式流量計。



圖二 測試設備說明

全部感測元件的訊號都集中到一混合式記錄器 (hybrid recorder)，經 A/D 電路轉換成數位訊號。記錄器接收的訊號為電壓，內部已有轉換電阻成為電壓的功

能，故可直接讀取電阻式溫度計及熱電偶線的訊號，但是壓差計及電磁式流量計的輸出訊號為電流，必需再經過訊號轉接器的轉換才能讀取訊號。記錄器的訊號再透過 GP-IB 通訊介面，把數位訊號送到主電腦，做進一步的運算處理。

當總熱傳係數、管側熱阻、及鰭片表面有效度算出後則可推得空氣側的熱傳係數 h_o 。空氣的熱傳係數常用 Colburn j 因子來表示熱交換器的熱傳特性，其中

$$j = \frac{Nu}{Re_{Dc} Pr^{1/3}} = \frac{h_o}{G_c C_{p,a}} Pr^{1/3} \quad (1)$$

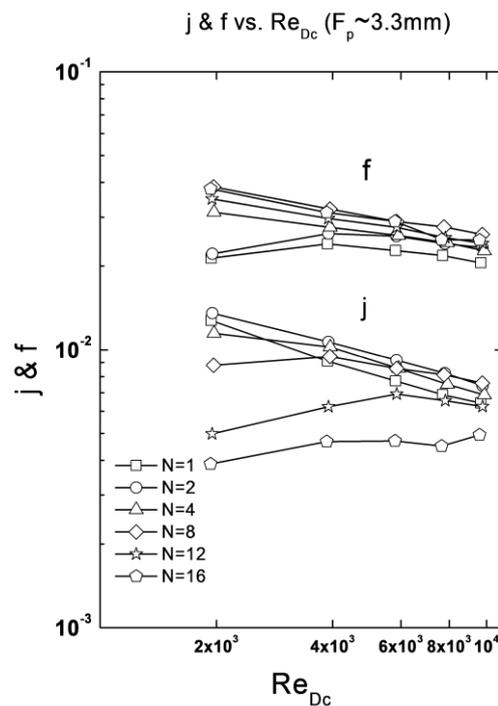
有關 K_c 、 K_e 的值可由 Kays and London 一書中得知。這些圖表都是以 K_c 、 K_e 對 σ 及 Re_{Dh} 做圖，依據不同的熱交換器型態，找出適用的圖表或近似可用的圖表，而對於複雜的鰭片，Kays and London 指出，例如百葉窗型 Louver fin 或是裂口型 Slit fin，由於空氣進入熱交換器後，氣體充分擾動，呈現相當的紊亂流動 (turbulent flow)，對於此類的鰭片應以 $Re_{Dh} \rightarrow \infty$ 來估算 K_c 和 K_e 。對於氣流通過熱交換器時呈現週期性的聚縮或聚昇現象，則很難將 K_c 、 K_e 部分的壓降從全部壓降中分離出來，這樣的情形 Kays and London 建議將這些部分與摩擦部分的壓降合併計算，則可改寫成：

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_1} \left[\frac{2\Delta P \rho_1}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

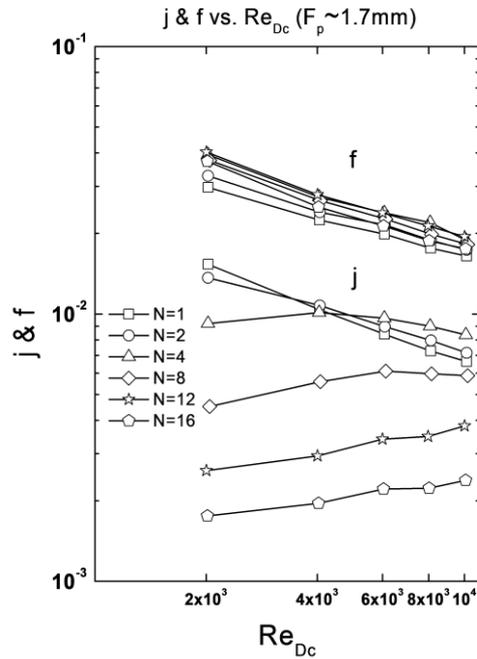
A_o 和 A_c 代表總表面面積和流動截面積。在實驗值的部分，熱交換器 \hat{J} 因子和摩擦因子 f 估計該方法是使用 Moffat 所建議的方式。當這些不確定性的數值介於 2.7% 至 16.2% 為 J 因素，2.8% 至 21.3% 的最高與最低的不確定性與雷諾數有關連。

鰭片間距的效果表現在管境內的範圍，當不同管排數如圖 3 所示。相應的管排數為 1, 2, 4, 8, 12 和 16，分別。鰭片管徑如圖 3 所示大約是 1.7mm 左右，而它是大約 3.3 毫米。圖 3 (b) 為。對於管排數為 $N = 1$ 或 $N = 2$ ，相對獨立的熱傳性能與管排相符。這種現象可能與邊界層沿著鰭片表面所發展。另一方面，進一步提高的管排也將會有巨大的影響熱傳，但熱傳性能是受到管排的影響。請注意，在低雷諾數區域其熱傳性能下降顯著。事實上，在 2000 年時超過 85% 是觀察熱傳性能研究 $F_p \sim 1.7mm$ ，管排增加了從 1 到 16 雷諾數，熱傳性能降低其雷諾數增加。在 $F_p \sim 3.3mm$ 也觀察到類似的趨勢，但熱傳性能的退化對管排影響也較小。結果均符合楊等人的數值模擬的波形通道。另外楊等人之研究也了解雷諾數將會影響鰭片的角度。他們發現，鰭片間距的增加，層流到紊流的位置將被移動從下游向上游週期循環。事實上，雷諾數慢慢的減少也隨著崛起的 H/L 的數值，其中 H 是波紋鰭片間距和軸向長度 L 為一個週期。因此，人們可以看到，鰭片間距較大時其熱傳性能優於鰭片間距較小，管排的數量足夠大。

排管數的摩擦性能也顯示在圖 3。值得注意的摩擦因素，雖然不那麼明顯的是熱傳性能，在一定程度上也影響著管排的數量。事實上，通常的數據表示，摩擦係數是獨立的管排的數量提供 $N=2$ 。該管排的只發生在摩擦係數為目前波浪式鰭片配置。在可查閱的文獻，試驗數據的波浪式的鰭片表面呈現在軸向長度或管排數是互相有相關的。然而，Mirth and Ramadhyani 並沒有提供任何解釋。王等人的研究發現冷凝水可以改變流場，導致這一結果。另外林等人進行了流場可視化模式，他們得出的結論，從觀察中，發現摩擦依賴現象是與非均勻凝結造成的波浪狀波紋。但是，這些研究必須在指定的條件下運作，在冷凝除濕通常所提供的表面將會出現低於露點。然而，目前的測試結果波紋鰭片管式熱交換器是完全乾燥狀態在沒有發生冷凝工作下。從這個意義上講，必須有其他的解釋這個獨特的現象。



(a)

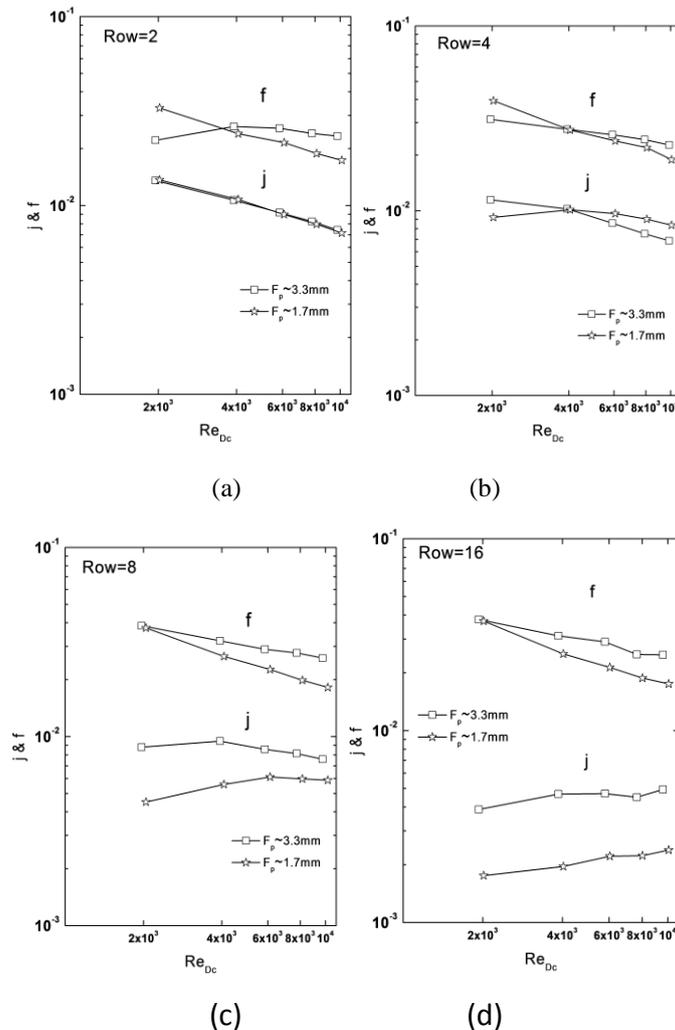


(b)

圖三 管排效應(a) $F_p \sim 1.7$ mm, (b) $F_p \sim 3.3$ mm.

以往的研究，王等人對波浪的鰭管式表面完全乾燥的條件下測試，有發現很輕微的影響是因為管排的摩擦係數。結果王等人在他們的測試樣本，主要是基於對 $P_1=19.05$ mm 與 N 從 1 到 6，而目前的 $P_1=33$ mm 管排有一個最大的 16。有效軸向長度，本研究遠遠超過前一個。顯而易見的熱傳性能下降與上升的管排(特別是對 $N=4$) 對 $F_p \sim 1.7$ 毫米，主要是由於全面發展的特點。鰭片間距的效果表現在管徑內範圍，不同管排數是如圖 3 所示，有顯著下降熱傳性能也可看到管排的數量增加了 4。在低雷諾數區域性能下降是特別明顯。相對獨立的熱傳性能對 $N=2$ 可能與發展邊界層沿鰭片表面。正如由 Kim 和 Kim [22] 研究了影響更大間距的鰭片管式熱交換器具有平板鰭片的幾何。他們的數據也說明微小增加的 J -因子也隨著鰭片間距的上升。然而，他們也提到， J -因子的鰭片間距減少時，邊界層相互作用是不會發生的。其結果均符合目前的測試結果。對於 $N=1 \sim 4$ ，邊界層的相互作用比較小，可以忽略不計的因素造成了鰭片間距的影響。一個顯著改變流態發生是依賴摩擦係數且可能來自於長軸的波紋。根據流場可視化之研究的波紋通道，使用一些明顯的不穩定性 / 不穩定性表現為搖擺不定的染料加入而產生一些波紋，說明部分波紋通道穩定(從進口端的位置不穩發生)，其餘的通道是不穩定的。該點開始取決於波紋角度， H/L 和雷諾數。顯然，摩擦在這兩個截然不同的區域是不相同的(穩態流場和非定常流場)，但實際總壓降可以歸結為這兩個地方。最初，主要是產生壓力降，從穩定的貢獻，當管排數淺，貢獻不穩定的部分逐步增加，進一步增加管排。因此，不同的組合與不同的貢獻，這兩個東西，將會影響管排數目上的摩擦性能。請注意，這不是必要的，

不穩定的貢獻超過了穩定的貢獻。因為除了入口貢獻穩定中存在的關係，從而可以看出摩擦係數會隨管排數，在一定的增加管排，然後下降其後。相反的波浪鰭片的幾何形狀，表面高度中間如有狹縫會像百葉窗或混入了極大的空氣流動相鄰鰭渠道。因此，管排效果的摩擦性能是不預期的。鰭片間距的效果表現在管徑內的範圍，目前波紋鰭片幾何結構如圖 4 所示。相關的管排是 2，4，8 和 16，分別。對於管排 $N=2$ (圖 4A) 或 $N=4$ (圖 4b)，可以看到一個比較小的影響無論是在鰭片間距的熱傳或摩擦性能。該結果與上述論點與穩定 / 非定常流場造成的波紋和軸向長度相關。隨著增加的管排，不穩定的貢獻越來越明顯，鰭片間距的增加也凸顯出不穩定流場。因此，無論是熱傳和摩擦性能，較大的鰭片間距遠遠高於那些規模較小的鰭片間距。此外，可能會產生旋渦流下的頂點，從而導致明顯的差異中傳熱翅片間距更小和更大。這項研究提出了管徑內的表現，大型波浪鰭管式熱交換器具有較大的管徑 (直徑=16.59mm)。一共有 12 個熱交換器樣本。如有變更的數量和鰭管式管排間距的測試。測試環境為一個開放性的風洞控制。



圖四 鰭片間距效應(a) $N = 2$; (b) $N = 4$; (c) $N = 8$; and (d) $N = 16$.

本研究的主要結論歸納如下：

(1) 管排的效果對熱傳性能是非常重大的意義。結果發現，熱傳性能退化與管排的增加，性能下降特別明顯在低雷諾數區域。事實上，當超過 85%，熱傳性能下降被認為是對 $F_p \sim 1.7$ 毫米，增加排數從 1 到 16。

(2) 在管排影響的摩擦性能，摩擦係數也將會遇到問題。不一樣的地方在穩定/非穩定的流場引起的軸向長度和波紋。

(3) 鰭片間距的效果對空氣側邊的性能是比較小的 $N=1$ 或 $N=2$ 。但是，值得注意的熱傳性能下降時可以看到管排的數量增加，而且通常較高的熱傳和摩擦性能也將有較大的鰭片間距。

符號說明

A_c	最小流道面積, (m^2)
A_f	鰭片面積, (m^2)
A_t	管壁面積, (m^2)
A_o	總面積, (m^2)
D_c	管的直徑加上兩倍鰭片厚度, $D_o+2\delta_f$, (m)
f	摩擦係數
F_p	鰭片間距, (m)
G_c	小流道下之質量速度, ($kg\ m^{-2}\ s^{-1}$)
h	熱傳效應, ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)
H	fin spacing, (m)
j	$Nu/RePr^{1/3}$, 熱傳因子
K_c	係進口處收縮壓損因子
K_e	出口處膨脹壓損因子
L	熱交換器的長度, (m)
N	排數,
P_l	鰭片的縱向節距, (m)
P_d	波高度, (m)
P_t	鰭片的橫向節距, (m)
Pr	普朗特常數
Re_{Dc}	雷諾數
V_{max}	最大流速, ($m\ s^{-1}$)
X_f	產品的鰭片長度, (m)
θ	波浪角度, degree
δ_f	鰭片厚度, (m)
ρ	質量流體密度, ($kg\ m^{-3}$)
σ	最小流動方向面積與熱交換器向面積的比
μ	流體黏度, ($N\ s\ m^{-2}$)